



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Deformation und Druckverteilung bei Tiefdruckzylindern

Scheuter, Karl R.; Beck, Heinrich; Wolf, Klaus

(1968)

DOI (TUpriints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00014116>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Article

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/14116>

Deformation und Druckverteilung bei Tiefdruckzylindern

Deformation und Druckverteilung bei Tiefdruckzylindern

Karl R. Scheuter
Heinrich Beck
Klaus Wolf

1. Einleitung

Um die Farbe auf den Bedruckstoff zu bringen, ist bei den drei Hauptdruckverfahren ein bestimmter minimaler Anpreßdruck nötig. Im Idealfall entsteht eine konstante Liniendruckverteilung über die gesamte Zylinderbreite. Infolge der Elastizität des Systems biegen sich Presseur und Zylinder durch, was zu einem Druckabfall in der Zylindermitte führt. Um an allen Stellen der Berührungszone den notwendigen Anpreßdruck zu erhalten, muß eine zusätzliche Kraft aufgebracht werden. Auf diese Weise entsteht eine Druckverteilung, die in der Mitte des Zylinders mindestens den erforderlichen Wert erreicht und nach den Seiten hin ansteigt. Abgesehen von Sonderkonstruktionen (Küsters-Walze) ist bei den Druckwerken üblicher Bauart eine gleichmäßige Druckverteilung nur dann annähernd zu verwirklichen, wenn der Durchhang der Biegelinie in der Druckzone möglichst klein bleibt.

Am Institut wurde bereits vor einigen Jahren mit der Untersuchung von Durchbiegung und Druckverteilung an Formzylindern begonnen. Bei dieser Arbeit war die Durchbiegung an der Unterseite der Formzylinder gemessen worden, also an der dem Presseur gegenüberliegenden Seite. Dabei wurde angenommen, die Verformung des Zylinderquerschnittes sei vernachlässigbar gering und damit die Biegelinie auf der Unterseite des Formzylinders mit derjenigen in der Druckzone praktisch identisch. Gleichzeitig mit den Messungen wurde ein Rechenprogramm auf der Grundlage der Balkentheorie erstellt, welche die Querschnittsverformung ebenfalls vernachlässigt. Beim Vergleich von Rechnung und Messung ergaben sich große Differenzen bei Zylindern mit einem großen Verhältnis von Durchmesser zu Ballenbreite. Es wurde vermutet, daß bei diesen Zylindern der Einfluß der Querschnittsverformung auf die Biegelinie der Druckzone nicht mehr außer acht gelassen werden dürfe.

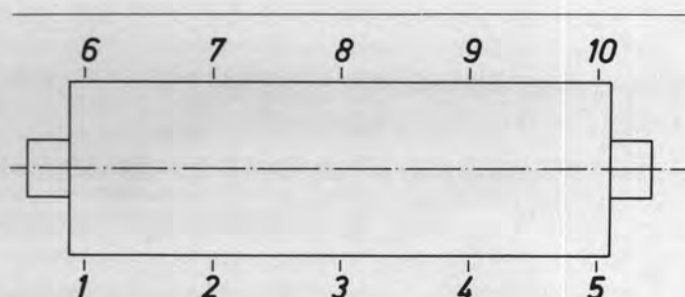
Bild 1 enthält gerechnete und gemessene Kurven von zwei verschiedenen Formzylindern. Es zeigt die unterschiedlichen Biegelinien. Dabei ist die Kurve, welche die Durchbiegung in der Druckzone darstellt, der Untersuchung vorweggenommen. Die Biegelinien sind so ineinander „montiert“, daß sie sich an den Seitenscheiben treffen. Dies sei hier zum besseren Vergleich erlaubt.

Die vorstehenden Überlegungen führten zu neuen Untersuchungen der Deformation und Druckverteilung bei Formzylindern, über die im folgenden berichtet wird.

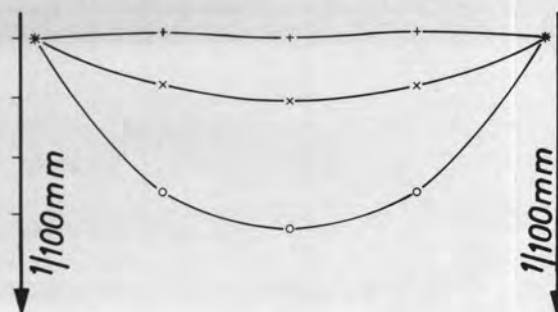
Prof. Dipl.-Ing. Karl R. Scheuter, Direktor des Instituts für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, Alexanderstraße 22.

Dipl.-Ing. Heinrich Beck, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, Alexanderstraße 22.

Dipl.-Ing. Klaus Wolf, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, Alexanderstraße 22.



Formzylinder 350^ø Wanddicke 15 mm



Formzylinder 175^ø Wanddicke 35 mm

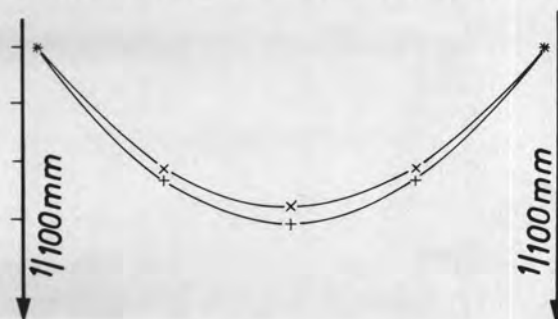


Bild 1: Biegelinien, $p_m = 20 \text{ kp/cm}$; gerechnete Werte: x; gemessene Werte: + Meßstelle 1–5, O Meßstelle 6–10.

2. Aufgabenstellung

Die Messungen über die Zylinderdeformation sollten erweisen, welche Zylinderkonstruktion und welche Zylinderkombination unter dem Gesichtspunkt der Verformung am besten zum Druck geeignet ist. An Hand von Messungen war aufzuzeigen, welche Einflüsse bei der Deformation maßgebend sind. Ganz konkret ergaben sich folgende Fragen:

1. Wie sieht die tatsächliche Biegelinie in der Druckzone aus?
2. Welche Einflüsse haben Wandstärke und Stützscheiben auf den Verlauf der Biegelinie?
3. Welches Zylindersystem ist unter dem Gesichtspunkt der Deformation günstiger, das Drei-Zylinder-System, das Zwei-Zylinder-System oder die Schwimmende Walze?
4. Welche Druckverteilung ergibt sich über die Ballenbreite?
5. Wie beeinflusst die Schwimmende Walze die Druckverteilung?

Folgende Kombinationen wurden untersucht:

Formzylinder

1. 350 mm ϕ ; 35 mm Wandstärke; keine Stützscheiben; Gewicht: 391 kg (Bild 2).
2. 350 mm ϕ ; 15 mm Wandstärke; keine Stützscheiben; Gewicht: 276 kg (Bild 3).
3. 350 mm ϕ ; 15 mm Wandstärke; mit Stützscheiben; Gewicht: 316 kg (Bild 4).
4. 175 mm ϕ ; 35 mm Wandstärke; keine Stützscheiben; Gewicht: 176 kg (Bild 5).

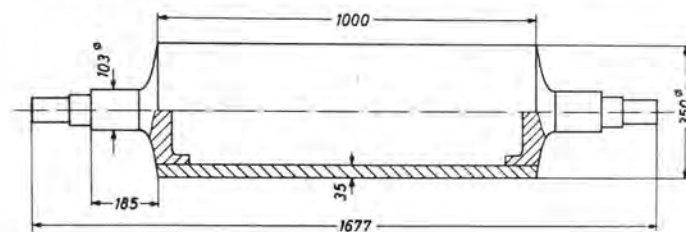


Bild 2

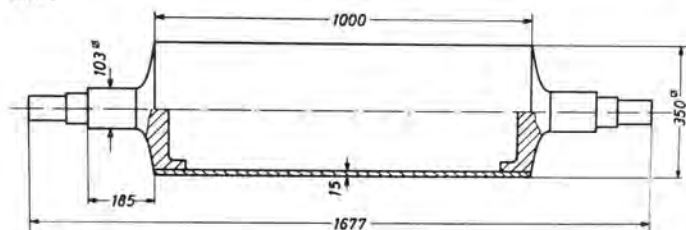


Bild 3

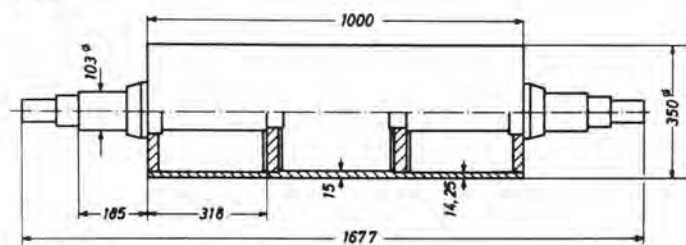


Bild 4

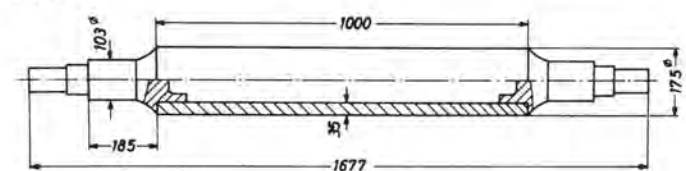


Bild 5

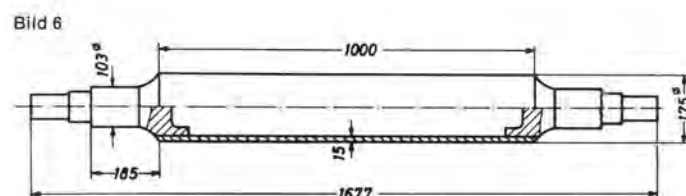


Bild 6

5. 175 mm ϕ ; 15 mm Wandstärke; keine Stützscheiben; Gewicht: 128 kg (Bild 6).

Zylinderkombinationen (Bild 7)

1. Drei-Zylinder-System; Stützwalze 240 mm ϕ ; Presseur 90 mm ϕ .
2. Zwei-Zylinder-System; Kern- ϕ des Presseurs 240 mm; Belagstärke 16 mm.
3. Zwei-Zylinder-System mit Schwimmender Walze, 230 mm ϕ .

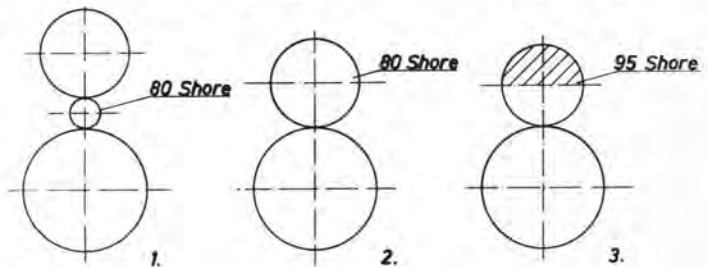


Bild 7

3. Meßeinrichtung

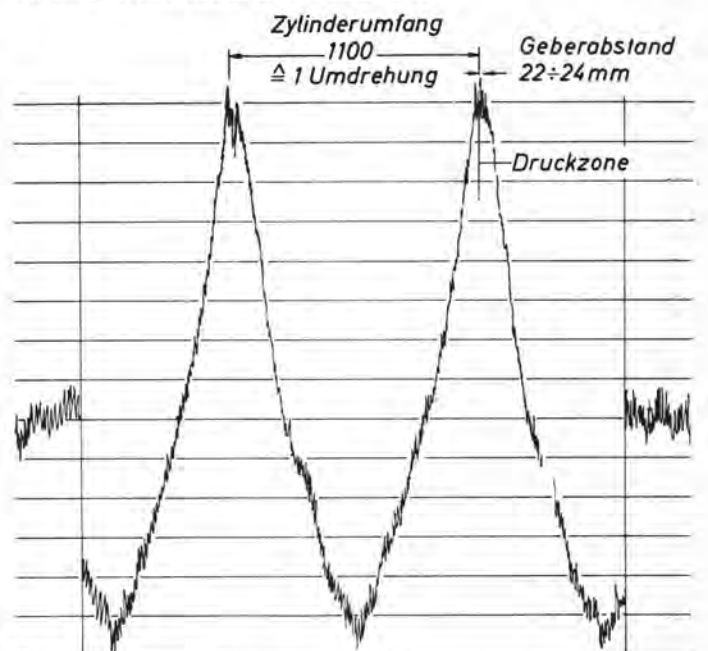
Zunächst mußte ein Meßgerät entwickelt werden, das bei laufender Maschine die Verformung des Zylinders im Druckspalt mit genügender Genauigkeit erfassen konnte.

Der Geber ist als flache, trapezförmige Blattfeder ausgebildet, deren Tastspitze nahe der Drucklinie mit Vorspannung an den Formzylinder angestellt wird. Es ließ sich nachweisen, daß bei diesem geringen Abstand von der Berührungszone die gemessene Biegelinie mit derjenigen in der Druckzone übereinstimmt. Zu diesem Zweck wurden Dehnmeßstreifen in flache Nuten auf den Zylinder geklebt, um die Verformung in Umfangs- und Achsrichtung zu messen. Die Nuten wurden abgedeckt, damit der Presseur während des Laufs der Maschine nicht beschädigt und die Messung nicht beeinträchtigt werden konnte.

In Bild 8 und 9 sind die Signale dieser Messung dargestellt. Es ist daraus zu ersehen, daß der Durchbiegungsgeber den Zylinder noch im Bereich der größten Verformung berührt. Über die Bedeutung von Bild 9 wird in einem anderen Zusammenhang noch diskutiert werden.

Das Federblatt des Meßwertgebers ist mit vier in Vollbrücke geschalteten Halbleiter-Dehnmeßstreifen beklebt, welche die Zylinderabsenkung der Tastspitze in ein elektrisches Signal umwandeln. Dieses Signal ist wesentlich höher als bei den herkömmlichen Dehnmeßstreifen. Die den Halbleiterelementen eigene

Bild 8: Dehnungsschilogramm eines Zylinders in Achsrichtung; Zylinder: 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, mit Stützscheiben.



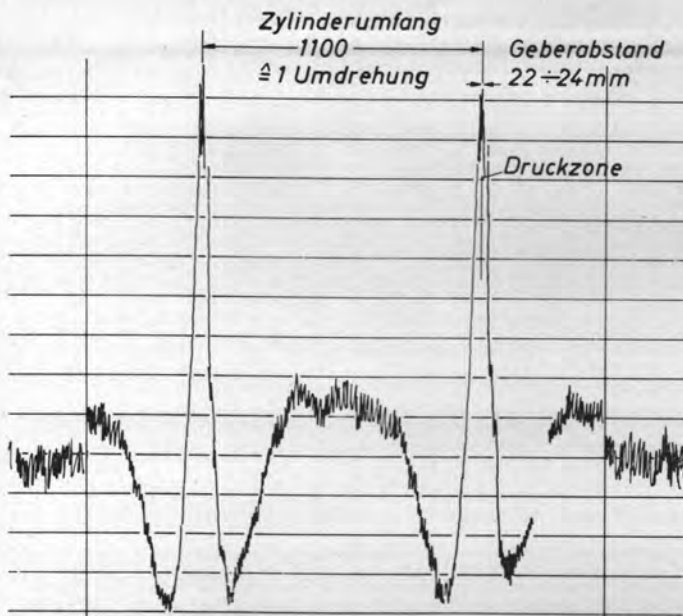


Bild 9: Dehnungssoszillogramm eines Zylinders in Umfangsrichtung; Zylinder: 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, mit Stützscheiben.

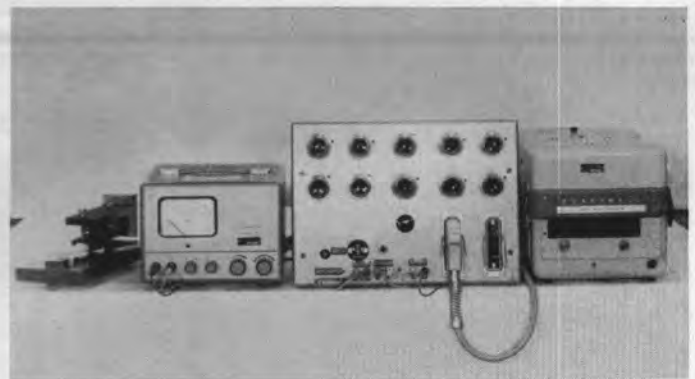


Bild 11: Photo der Meßeinrichtung. Von links nach rechts: 1. Geber in der Eichvorrichtung; 2. Konstanter für die Speisespannung; 3. Geräteeinheit Potentiometer, Meßstellen-Wählschalter, Siebkette und Verstärker; 4. Lichtstrahloszillograph.

Temperaturempfindlichkeit konnte für den Anwendungsbereich ausgeschaltet werden.

Um Signalstörungen durch Oberflächenrauigkeit und Unrundheiten des Zylinders auszufiltern, ist dem Geber eine Siebkette nachgeschaltet. Anschließend wird das Signal verstärkt und in einem Lichtstrahloszillographen aufgezeichnet (Bild 10).

Der Geber arbeitet in einem Bereich von ± 3 mm Federweg linear. Die Empfindlichkeit der Meßeinrichtung ist so gewählt, daß eine Absenkung von 0,001 mm noch gut registriert wird.

Bei der Befestigung der Geber muß beachtet werden, daß sich die Maschinenwände infolge des Kraftflusses ebenfalls meßbar verformen. Die Geber sind daher am besten unabhängig von der Maschinenwand anzubringen, da sonst nicht die Zylinderabsenkung, sondern die Relativbewegung zwischen Geberaufhängung und Zylinder gemessen wird.

4. Durchführung der Messungen

4.1 Eichung der Geber (Bild 12)

Der Geber wird in eine Eichvorrichtung so eingespannt, daß die Tastspitze die darunterliegenden Endmaße abfühlt. Die Dicken-

unterschiede der Endmaße erzeugen am Galvanometer des Lichtstrahloszillographen einen entsprechenden Ausschlag. Aus der Zuordnung der Auslenkung der Tastspitze und dem Galvanometerausschlag entsteht die Eichkurve.

4.2 Durchführung der Messung

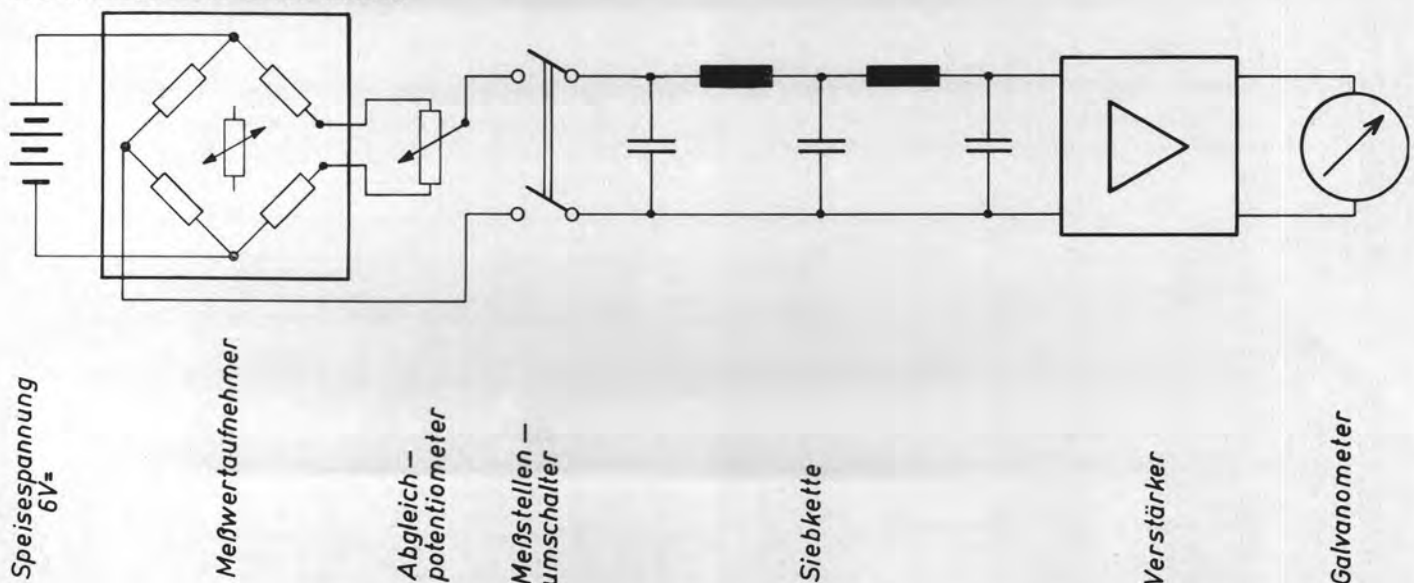
Die Anordnung der Meßstellen ist Bild 13 zu entnehmen. Sie war bei allen Versuchsserien gleich. Die Drehzahl während der Messungen lag bei 100 bis 200 U/min.

Es war nachzuprüfen, ob die Zylinderdurchbiegung von der Drehzahl abhängig ist. Dazu wurde an der Meßstelle 8 die Anzeige bei langsamer Drehzahl mit der bei hoher Drehzahl verglichen. Der Unterschied lag im Bereich der Meßfehlerstreuung.

Die Durchbiegung des Zylinders ist also nur von der Belastung abhängig. Dabei muß beachtet werden, daß bei fester mechanischer Anstellung (Formschluß) die Belastung drehzahlabhängig sein kann. Und zwar um so mehr, je starrer der Mechanismus ist, mit dem der Presseur an den Formzylinder angestellt wird. Die Begründung liegt in zwei Materialeigenschaften des Presseurbelags. Dieser erwärmt sich abhängig von Laufzeit und Drehzahl. Die Erwärmung führt zu einer Vergrößerung des Presseurdurchmessers. Außerdem steigt mit zunehmender Drehzahl (Verformungsfrequenz) der Elastizitätsmodul des Gummis. Der größere Presseurdurchmesser und die gesteigerte Härte des Belags führen bei starrer Anstellung zu einer erhöhten Belastung [1].

Bei den hier vorgenommenen Untersuchungen wurde stets mit konstanter Anstellkraft (Kraftschluß) gearbeitet. Daher blieben die drehzahlabhängigen Materialeigenschaften des Presseurs ohne Einfluß auf die Messungen.

Bild 10: Prinzipschaltbild der Meßeinrichtung.



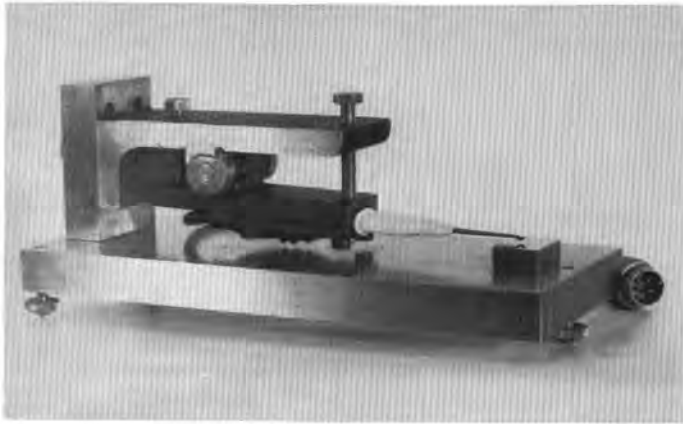


Bild 12: Eichvorrichtung.

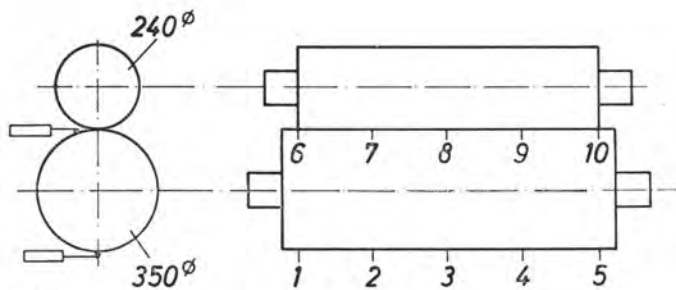


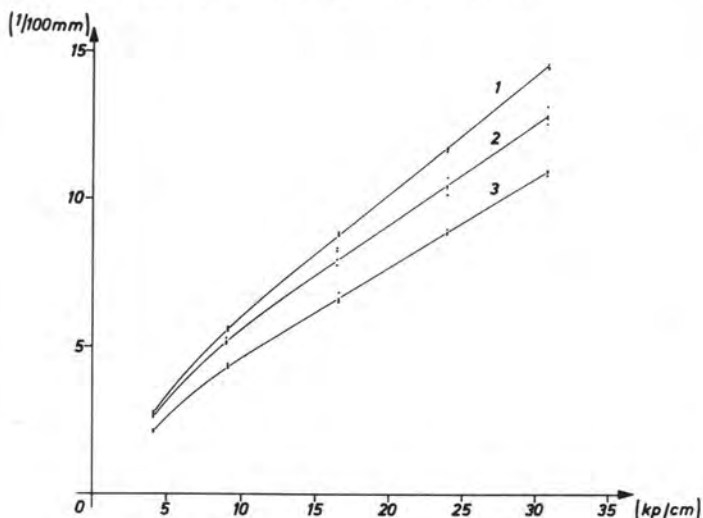
Bild 13: Anordnung der Meßstellen.



Bild 14: Meßwertgeber am Zylinder bei hochgefahrenem Presseur.

Bild 15: Absenkung an der Meßstelle 8.

- 1: Zylinder 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, keine Stützscheiben.
 2: Zylinder 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, mit Stützscheiben.
 3: Zylinder 350 mm ϕ , 35 mm Wandstärke, keine Stützscheiben.



Nullpunkt für die Messungen war der umlaufende Zylinder bei abgehobenem Presseur. Die Belastung wurde in Stufen von $p_m = 0$ kp/cm bis etwa 30 kp/cm gesteigert. Die Größe $p_m = \text{Zylinderbelastung} / \text{Presseurlänge}$ ist der mittlere Liniendruck.

Alle Messungen wurden dreimal durchgeführt.

Die vom Lichtstrahloszillographen aufgeschriebenen Galvanometerauslässe wurden über die Eichkurven ausgewertet und ergaben für alle Meßstellen ein Diagramm, das die Absenkung des jeweiligen Meßpunktes in Abhängigkeit von der aufgetragenen Linienlast p_m darstellt.

Bild 15 zeigt die Absenkung der Meßstelle 8 bei drei verschiedenen Formzylindern (Drei-Zylinder-Kombination) in Abhängigkeit vom mittleren Liniendruck p_m . Die Meßwerte streuen nur wenig. Aus den so gewonnenen Kurven lassen sich die Biegelinien der einzelnen Zylinder punktweise zusammensetzen.

5. Ergebnisse

5.1 Biegelinien

Ein Formzylinder einfacher Bauart verformt sich entsprechend der in Bild 16 gezeigten, stark übertriebenen Skizze. Bild 17 bis 19 zeigt die gemessenen Durchbiegungen in der Druckzone und an

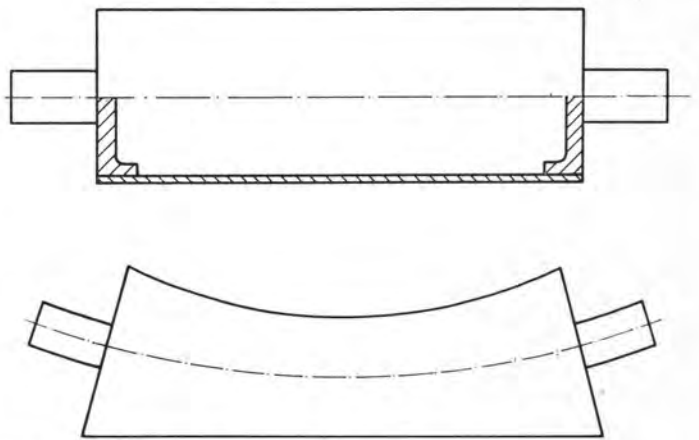
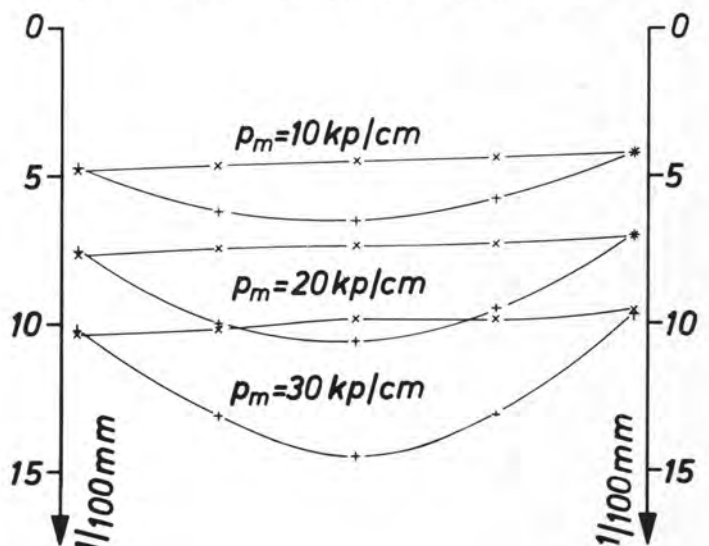


Bild 16: Verformung des Zylinders (Skizze).

der Unterseite dreier Formzylinder im Drei-Zylinder-System. Bei einem dünnwandigen Zylinder (Bild 17) verformt sich die Mantellinie in der Druckzone wesentlich mehr, als die Rechnung nach der Balkentheorie erwarten läßt. Die untere Mantellinie des Zylinders wird dagegen kaum deformiert. Dies ist auf die Verformung

Bild 17: Biegelinien, Drei-Zylinder-System. Zylinder: 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, keine Stützscheiben, x Meßstellen 1–5; + Meßstellen 6–10.



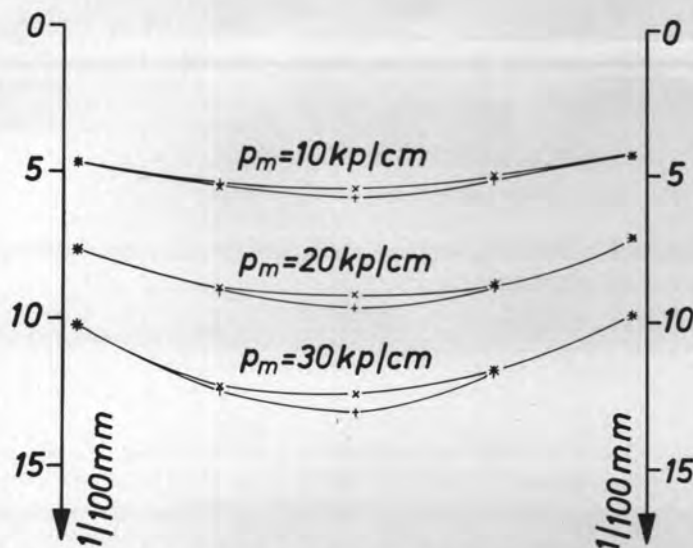


Bild 18: Biegelinien, Drei-Zylinder-System. Zylinder: 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, mit Stützscheiben. x Meßstellen 1-5; + Meßstellen 6-10.

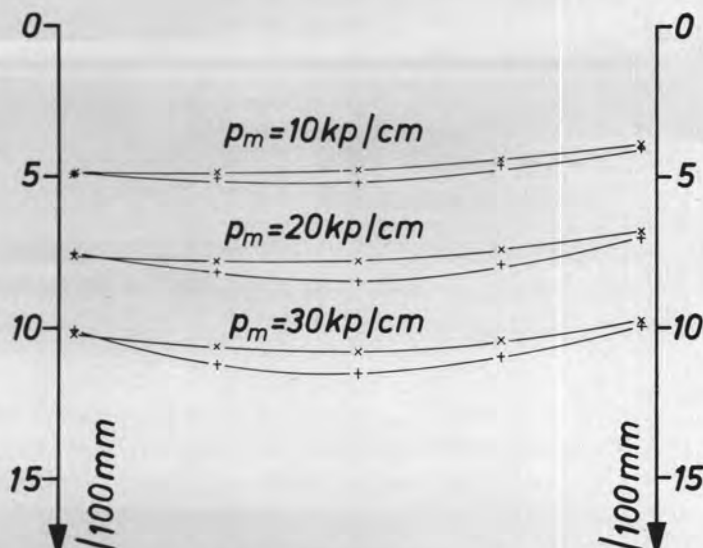


Bild 19: Biegelinien, Drei-Zylinder-System. Zylinder: 350 mm ϕ , 35 mm Wandstärke, keine Stützscheiben. x Meßstellen 1-5; + Meßstellen 6-10.

des Zylinderkreisquerschnittes zurückzuführen. Bei größeren Ballenbreiten und unveränderten Anstellkräften wird dieser Effekt noch verstärkt auftreten. Wie groß die Querschnittsdeformation werden kann, ist den Diagrammen (Bild 17 bis 19) zu entnehmen. Sie entspricht der Differenz der beiden zusammengehörigen Biegelinien.

Aus diesen Überlegungen folgt, daß eine Gewichtseinsparung durch Verringern der Wandstärke bei sonst gleichen Zylinderabmessungen nur solange vernünftig ist, wie die Differenz der Biegelinien von Druckzone und Unterseite in drucktechnisch sinnvollen Grenzen bleibt. Diese Grenzen werden durch die praktischen Betriebsanforderungen bestimmt. Bei einer weiteren Verminderung der Wandstärke zur Gewichtsersparnis wird der Einbau von Stützscheiben notwendig. Sie verhindern in ihrem Einflußbereich die Querschnittsdeformation und bewirken damit eine günstigere Biegelinie in der Druckzone. So ist auch das Diagramm in Bild 18 zu verstehen. Dieser Zylinder hat das gleiche Trägheitsmoment wie der in Bild 17, besitzt aber wegen der eingebauten Stützscheiben eine biegesteifere Druckzone. Das Diagramm in Bild 19 zeigt zum Vergleich einen Zylinder ohne Stützscheiben mit einer Wandstärke von 35 mm und sonst gleichen Abmessungen. Hier sind die Wände so stabil, daß zusätzliche Stützscheiben nicht notwendig sind.

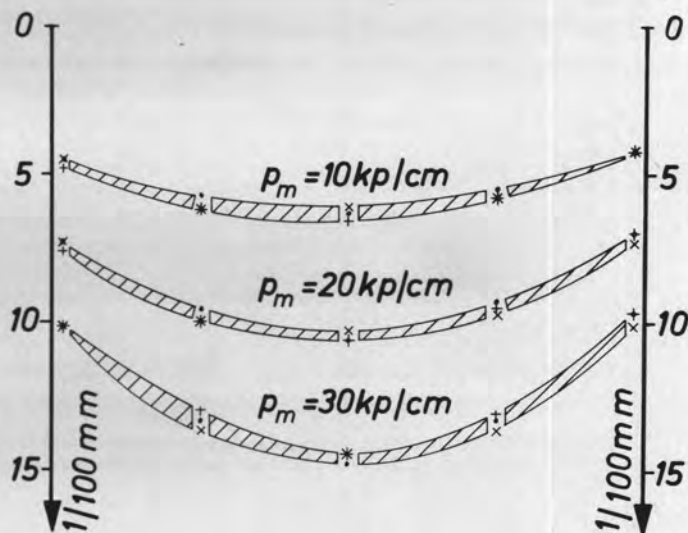


Bild 20: Biegelinien. + Drei-Zylinder-System; x Zwei-Zylinder-System; • Schwimmende Walze.

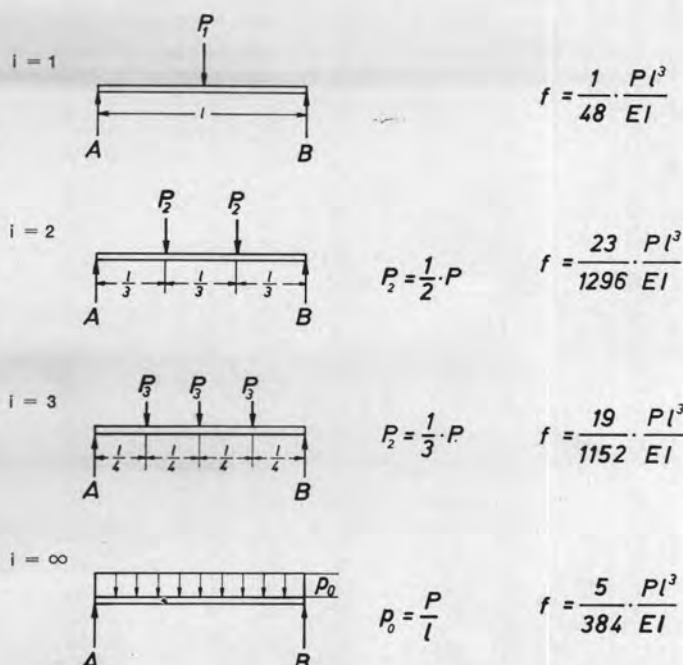
5.2 Einfluß der Zylinderkombination auf die Biegelinie

Die Frage, welche Zylinderkombination unter dem Gesichtspunkt der Durchbiegung am günstigsten ist, beantwortet das Diagramm in Bild 20: es ist ohne große Bedeutung, ob der Anpreßdruck mit einem Drei-Zylinder-System, einem Zwei-Zylinder-System oder mit einer Schwimmenden Walze aufgebracht wird. Die Form der Biegelinie bleibt fast gleich. Selbst dann, wenn die Druckverteilung über die Ballenbreite mit der Schwimmenden Walze geändert wird, läßt sich keine eindeutig meßbare, zusätzliche Verformung feststellen. Diese Tatsache ist auch aus der Balkentheorie abzuleiten, obwohl diese im vorliegenden Fall nur bedingt gilt. Bei konstant gehaltenen Lagerkräften A und B errechnet sich die maximale Durchbiegung f für die in Bild 21.1 skizzierten Fälle nach der allgemein gültigen Gleichung:

$$f = n_i \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J}; \text{ wobei } P = A + B \text{ ist.}$$

In Bild 21.1 nimmt der Wert n_i der allgemeinen Gleichung je nach Art der Belastung folgende Werte an:

$$n_1 = \frac{1}{48} = 0,02083$$



$$n_2 = \frac{23}{1296} = 0,01775$$

$$n_3 = \frac{19}{1152} = 0,01649$$

$$n_4 = \frac{63}{4000} = 0,01575$$

$$n_{10} = \frac{303}{21296} = 0,01422$$

$$n_{\infty} = \frac{5}{384} = 0,01302$$

Wegen der Elastizität des Systems tritt aber bei den üblichen Zwei- und Drei-Zylinder-Systemen der Idealfall einer gleichmäßigen Druckverteilung nicht auf. Es entsteht ein parabelförmiger Druckverlauf mit dem minimalen Anpreßdruck in der Mitte des Zylinders und einer Drucküberhöhung Δp an den Seiten. Die maximale Durchbiegung f_e errechnet sich nach der Formel in Bild 21.2.

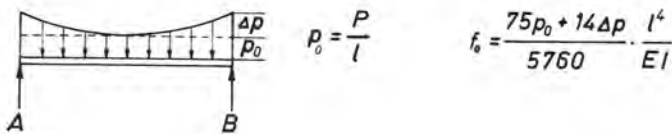


Bild 21.2

An der Gleichung ist zu erkennen, daß der Anteil Δp für die Durchbiegung nur eine untergeordnete Bedeutung hat. Entnimmt man aus Bild 26 und 27 als praktisch denkbare Beispiel den Wert

$$\Delta p = 0,2 p_0,$$

so ergibt sich für den Faktor n_e der Wert:

$$n_e = 0,01354.$$

Trägt man n in einem Diagramm auf (Bild 22), so wird deutlich, daß n_e weit im rechten Teil liegt. Dies bedeutet, daß bei den

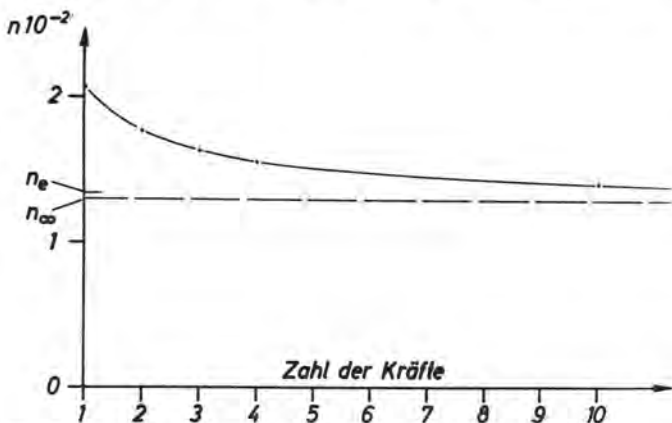


Bild 22

praktisch möglichen Druckverteilungen eine wesentliche Veränderung der Durchbiegung nicht zu erwarten ist.

Mit dieser Überlegung läßt sich die Übereinstimmung der Biegelinien bei unterschiedlichen Zylinderkombinationen erklären (Bild 20). Aus diesem Grund sind in Abschnitt 5.1 nur die Meßergebnisse des Drei-Zylinder-Systems dargestellt. Die Biegelinien der anderen beiden Systeme weichen nur unwesentlich davon ab.

Der Vollständigkeit halber sei noch Bild 23 hinzugefügt, das die Durchbiegung eines sehr schlanken Zylinders wiedergibt. Auch bei diesem sehr biegeweichen Zylinder ist keine eindeutig meßbare Änderung der Biegelinie nachzuweisen, wenn (z.B. durch die Schwimmende Walze) die Druckverteilung über die Ballenbreite variiert wird. Eine Änderung der Druckverteilung in den üblichen Bereichen hat also auch hier auf die Biegelinie nur wenig Einfluß.

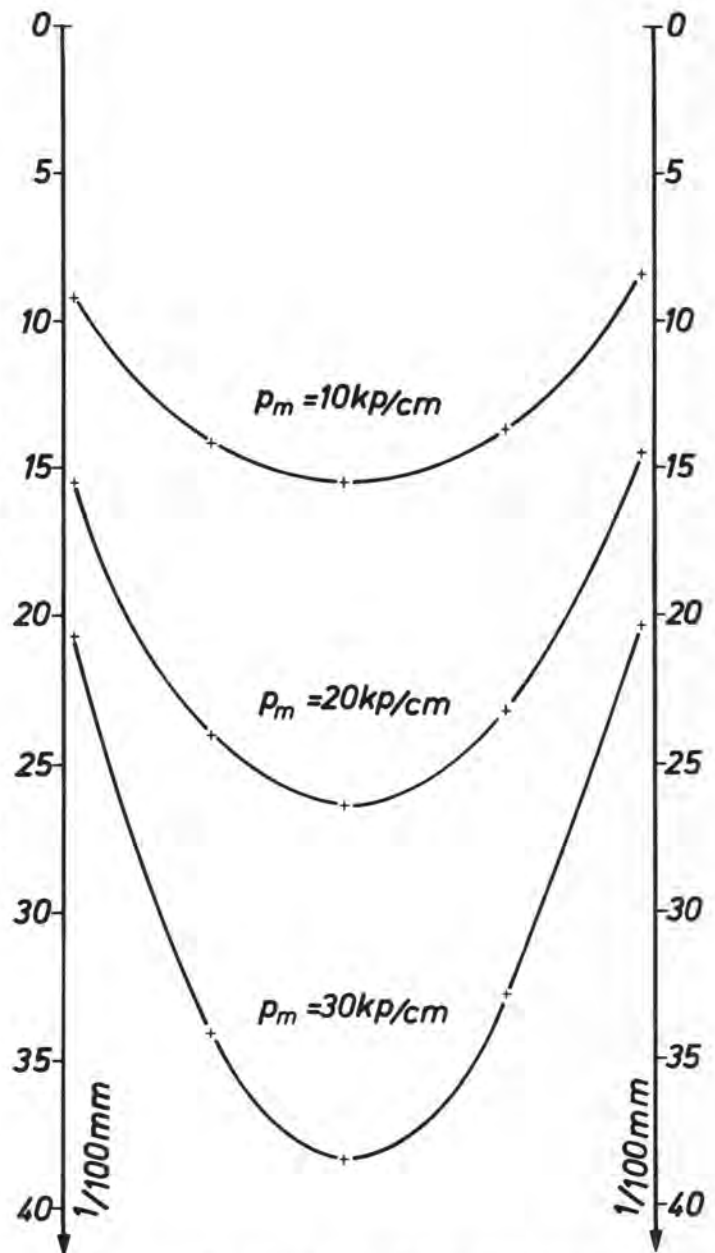


Bild 23: Biegelinien, Schwimmende Walze. Zylinder: 175 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, ohne Stützscheiben. + Meßstelle 6–10.

5.3 Querschnittsverformung des Zylinders

Bringt man die Ergebnisse aus der Durchbiegungsmessung mit den Signalen der auf den Zylinder aufgeklebten Dehnmeßstreifen in Verbindung, so läßt sich mit Hilfe der beiden Messungen die Verformung des Zylinderquerschnitts errechnen. Aus der Durchbiegungsmessung ist die Verformung der oberen und der unteren Mantellinie zu entnehmen. Bei der berechtigten Annahme, daß zwischen den Signalen der auf den Zylinder aufgeklebten Dehnmeßstreifen und der Verformung ein linearer Zusammenhang besteht, können beide Ergebnisse in Beziehung gesetzt und die Verformung über den Gesamt-Zylinderquerschnitt berechnet werden.

Bild 24 zeigt nochmals (vgl. auch Bild 9) das Signal eines Dehnmeßstreifens, der so aufgeklebt ist, daß er die Querschnittsverformung bei umlaufendem Zylinder registriert. Bild 25 stellt die Übertragung dieses Signals auf Polarkoordinaten dar, wobei sich der Maßstab der Verformung über die Differenz ΔD der Biegelinien an dieser Stelle festlegen läßt.

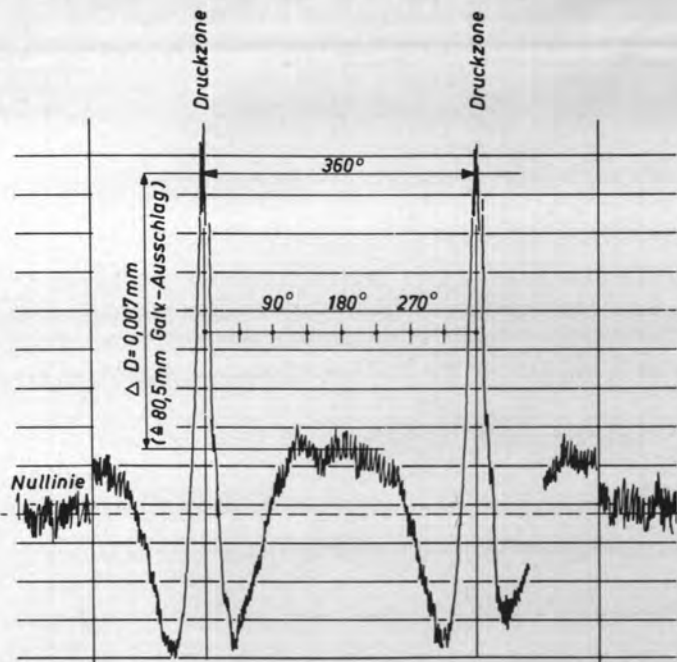


Bild 24: Dehnungssoszillogramm des Zylinderquerschnitts (Meßstelle 3,8). Zylinder: 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, mit Stützscheiben; $p_m = 34$ kp/cm.

5.4 Druckverteilungsmessungen

Es bestand die Aufgabe, die Druckverteilung über die Ballenbreite zu messen. Die hierbei verwendeten Meßwertnehmer wurden in zwei Formzylinder eingebaut, um die örtlichen Kräfte in der Druckzone zu ermitteln. Die Geber mußten sehr flach sein, um die Zylinderwand möglichst wenig zu schwächen. Die Kraft wurde über die Absenkung einer Meßschneide mittels Dehnmeßstreifen gemessen. Diese gaben entsprechend der Belastung der Schneide ein Signal ab, das nach einer Eichung ausgewertet werden konnte.

Es war jedoch nur bedingt möglich, dieses Meßproblem mittels Dehnmeßstreifentechnik zu lösen. Da die Absenkung der Meßschneide die Geometrie an der Meßstelle verändert, entsprechen

Bild 25: Verformung des Zylinder-Kreisquerschnitts. Zylinder: 350 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, mit Stützscheiben; $p_m = 34$ kp/cm.

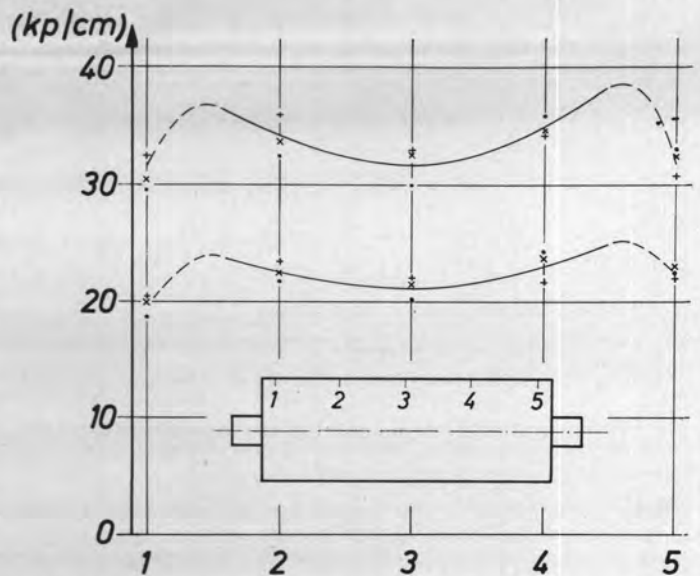
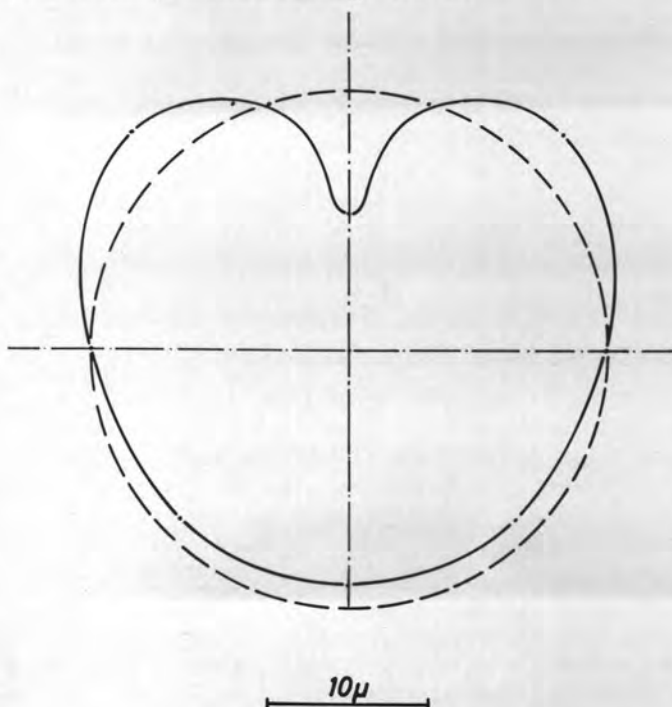


Bild 26: Liniendruckverteilung. Zylinder: 175 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, keine Stützscheiben.

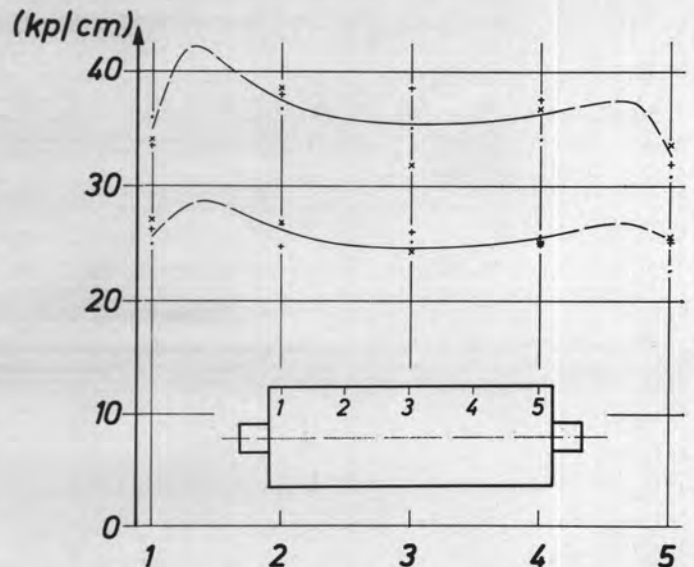


Bild 27: Liniendruckverteilung. Zylinder: 175 mm ϕ , 35 mm Wandstärke, keine Stützscheiben.

die hier gewonnenen Ergebnisse nur näherungsweise den tatsächlichen Verhältnissen.

Praktisch weglose Messungen lassen sich nur mit Quarzaufnehmern durchführen. Diese geben Ladungssignale ab. Zur Zeit der Entwicklung der Meßanlage waren die verfügbaren Ladungsverstärker zu groß und daher ungeeignet für den Einbau in rotierende Zylinder. Dies ist aber notwendig, weil das Signal durch Leitungsverluste und Störungen an den für die Übertragung notwendigen Schleifringen zu stark verfälscht wird.

Erst vor kurzer Zeit konnte dieses Problem durch die Entwicklung von Operationsverstärkern kleinster Abmessungen mit Feldeffekt-Transistoren gelöst werden [2].

Die Meßwertstreuung in den Diagrammen von Bild 26 und 27 zeigt, daß eine korrekte Aussage über die Liniendruckverteilung nicht möglich ist. Dennoch läßt sich erkennen, daß bei den in der Praxis angewandten mittleren Liniendrücken keine extremen Drucküberhöhungen an den Rändern der Berührungszone auftreten. Für die an den Meßstellen 1 und 5 abfallenden Werte ist der Rand-

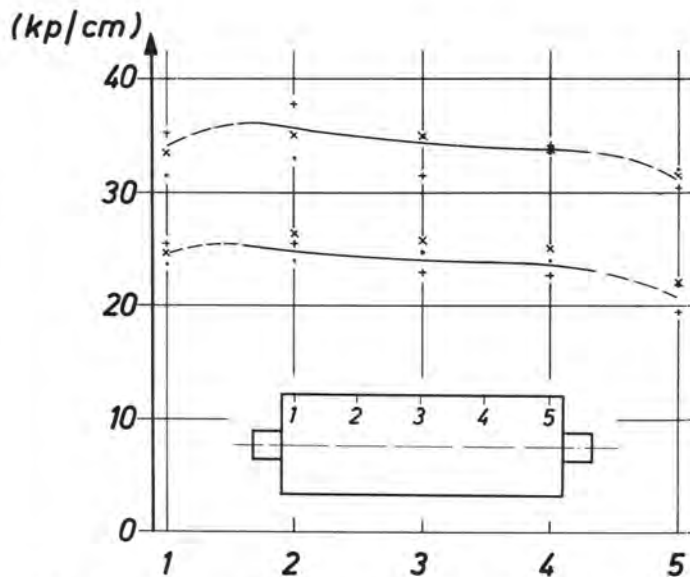


Bild 28: Liniendruckverteilung bei windschief angestelltem Presseur. Zylinder: 175 mm ϕ , 35 mm Wandstärke, keine Stützscheiben.

einfluß des Presseurs verantwortlich; der Presseurbelag kann seitlich ausweichen.

Bild 28 zeigt einen besonderen Fall. Hier wurde der Presseur leicht windschief gegenüber dem Formzylinder montiert. Dabei muß entsprechend der geänderten Geometrie der Druck in der Mitte des Zylinders ansteigen. Die Geber zeigen diesen Druckanstieg auch prompt an. Das Windschiefstellen des Presseurs wäre eine einfache Möglichkeit, die Druckverteilung über die Ballenbreite zu verbessern. Welchen Einfluß auf den Papierlauf und den Passer ein solches Schrägstellen des Presseurs hat, kann ohne praktische Versuche nicht beurteilt werden.

5.5 Der Einfluß der Schwimmenden Walze auf die Liniendruckverteilung

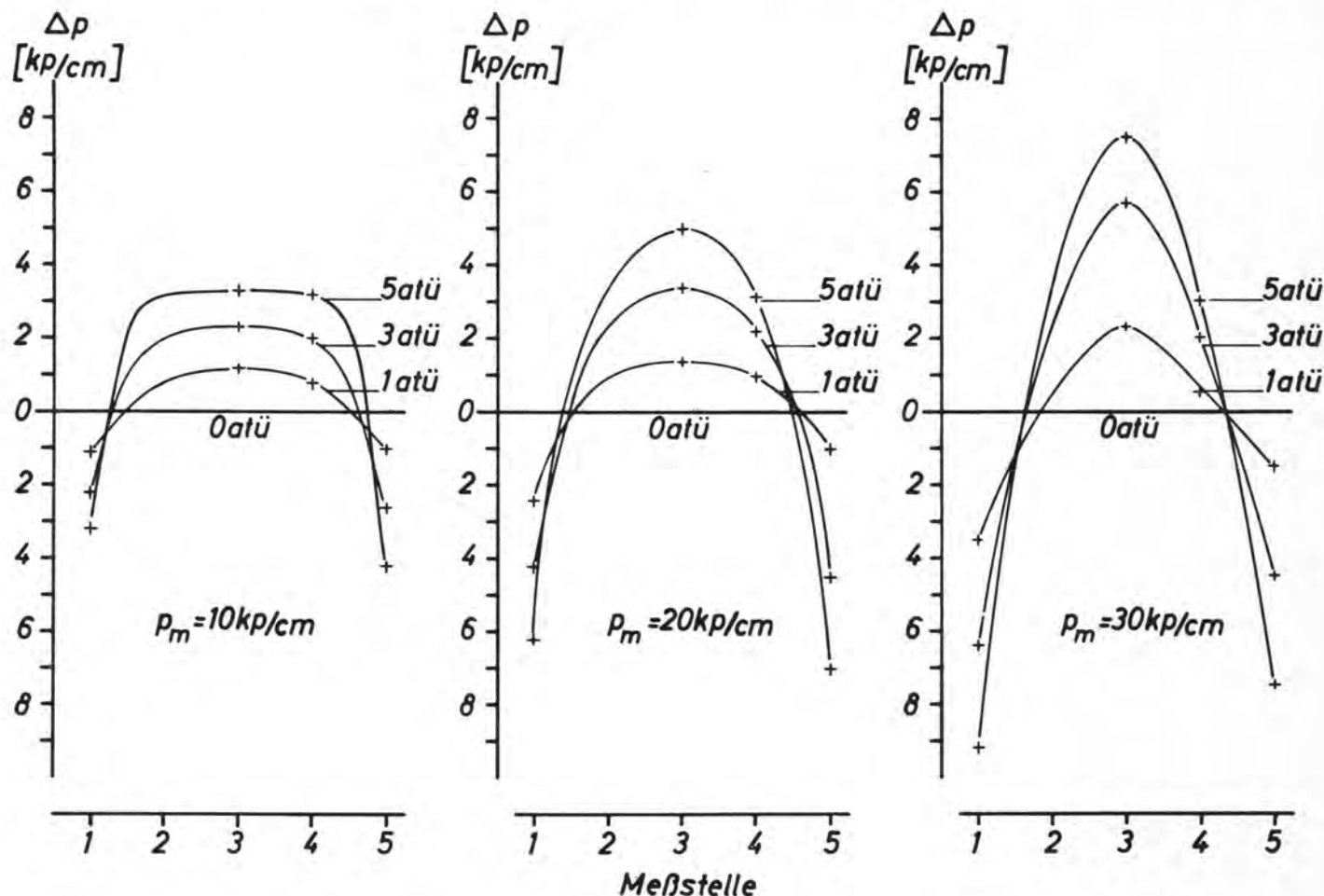
Mit den Meßwertgebern für die Liniendruckverteilung war es möglich nachzuweisen, daß die Schwimmende Walze den Liniendruck beeinflussen kann. Wird der Presseur als Schwimmende Walze ausgebildet, so läßt sich der Mantel des Presseurs durch den Öldruck in der Mitte stärker an den Formzylinder anpressen. Bild 29 zeigt, wie sich durch Verstellen des Öldrucks bei konstanter mittlerer Linienlast p_m die Druckverteilung über die Ballenbreite ändert. Die angegebenen Werte Δp beziehen sich auf die Druckverteilung der ohne Öldruck angestellten Schwimmenden Walze. In diesem Fall entspricht der Verlauf der Linienbelastung in etwa dem eines normalen Presseurs.

Mit dieser Relativ-Messung ist nachgewiesen, daß in kritischen Fällen, bei denen der Liniendruck in der Mitte des Formzylinders zu stark absinkt, der fehlende Anpreßdruck durch den Einsatz von Schwimmenden Walzen aufgebracht werden kann.

6. Zusammenfassung

Unter der Presseurbelastung senkt sich der Formzylinder besonders bei geringer Wandstärke und einem großen Verhältnis

Bild 29: Änderung der Liniendruckverteilung durch die Schwimmende Walze. Zylinder: 175 mm ϕ , 15 mm Wandstärke, keine Stützscheiben.



Durchmesser zu Ballenbreite in der Druckzone wesentlich mehr ab, als es die Rechnung nach der Balkentheorie erwarten läßt. Die Ursache liegt in der Verformung des Zylinderquerschnittes. Bei dünnwandigen Zylindern empfiehlt es sich daher, die Querschnittsverformung durch den Einbau von Stützscheiben zu vermindern. Vom Gesichtspunkt der Zylinderverformung her ist es ohne Bedeutung, ob man den notwendigen Anpreßdruck mit einem Zwei-Zylinder-System oder einem Drei-Zylinder-System aufbringt. Bei kraftschlüssiger Erzeugung der Anstellkräfte ist auch kein bedeutender Geschwindigkeitseinfluß feststellbar.

Die Schwimmende Walze (Küsters) hat ebenfalls keinen eindeutig meßbaren Einfluß auf die Durchbiegung. Sie gestattet es aber,

den beim normalen Zwei- oder Drei-Zylinder-System üblichen Verlauf der Linienlast mit einem Druckminimum in der Mitte so zu verändern, daß eine gleichmäßige Druckverteilung erreicht wird. Bei überhöhtem Öldruck ist sogar ein Druckmaximum in der Zylindermitte zu erzielen.

Literatur

- [1] Scheuter, K. R. / Pfeiffer, G.: Zum Einfluß des visko-elastischen Verhaltens eines Belagmaterials auf den Rollvorgang zweier Walzen. „Druck“ Heft 1, 1968
- [2] Scheuter, K. R. / Rech, H.: Entwicklung eines piezoelektrischen Meßsystems. „Druck“ Heft 11, 1968

Finanzieller Träger des vorstehenden Forschungsthemas ist die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V. mit Zuwendungen des Bundeswirtschaftsministeriums über die Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF).

Déformation et distribution de pression dans des cylindres gravés

Pour apporter, dans les trois procédés d'impression principaux, l'encre sur le matériau à imprimer, une certaine pression d'impression minimum est nécessaire. Par suite de l'élasticité du système, il arrive une flexion du presseur et du cylindre ce qu'entraîne une diminution de pression au centre du cylindre. Pour obtenir la pression d'impression requise sur tous les points de la zone de contact, une force supplémentaire doit être appliquée. Il se produit, de cette manière, une distribution de pression qui, au centre du cylindre, atteint au moins la valeur requise et s'accroît vers les côtés. Dans les groupes imprimants de construction usuelle, à l'exception du rouleau Küsters, une distribution de pression uniforme n'est à réaliser approximativement que lorsque la diminution de pression au centre du cylindre peut être maintenue le plus petit possible. Dans la zone d'impression, le cylindre gravé s'abaisse beaucoup plus

sous la charge du presseur que le calcul laisse prévoir et ceci surtout quand il s'agit d'épaisseurs de paroi faibles. La cause réside dans la déformation de la coupe en travers du cylindre. Pour des cylindres à paroi mince il est donc préférable d'amoindrir la déformation de coupe en travers en montant des disques d'appui. Du point de vue de la déformation de cylindre il est sans aucune importance, si la pression d'impression nécessaire est appliquée par un système à deux cylindres ou par un système à trois cylindres. Le rouleau flottant (rouleau Küsters), lui aussi, n'a aucune influence mesurable sur la flexion, mais il permet de modifier la charge de ligne usuelle dans le système à deux ou trois cylindres de manière à atteindre une distribution de pression uniforme. Avec une pression d'huile surélevée il est même possible d'obtenir un maximum de pression au centre du cylindre.